

Patent Abstracts of Japan

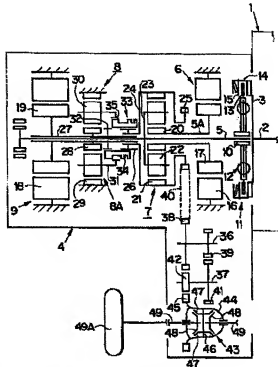
PUBLICATION NUMBER : 2002225578
 PUBLICATION DATE : 14-08-02
 APPLICATION DATE : 05-02-01
 APPLICATION NUMBER : 2001028840

APPLICANT : TOYOTA MOTOR CORP;

INVENTOR : HATA YUSHI;

INT.CL. : B60K 17/04 B60K 6/02 B60L 11/14

TITLE : HYBRID CAR

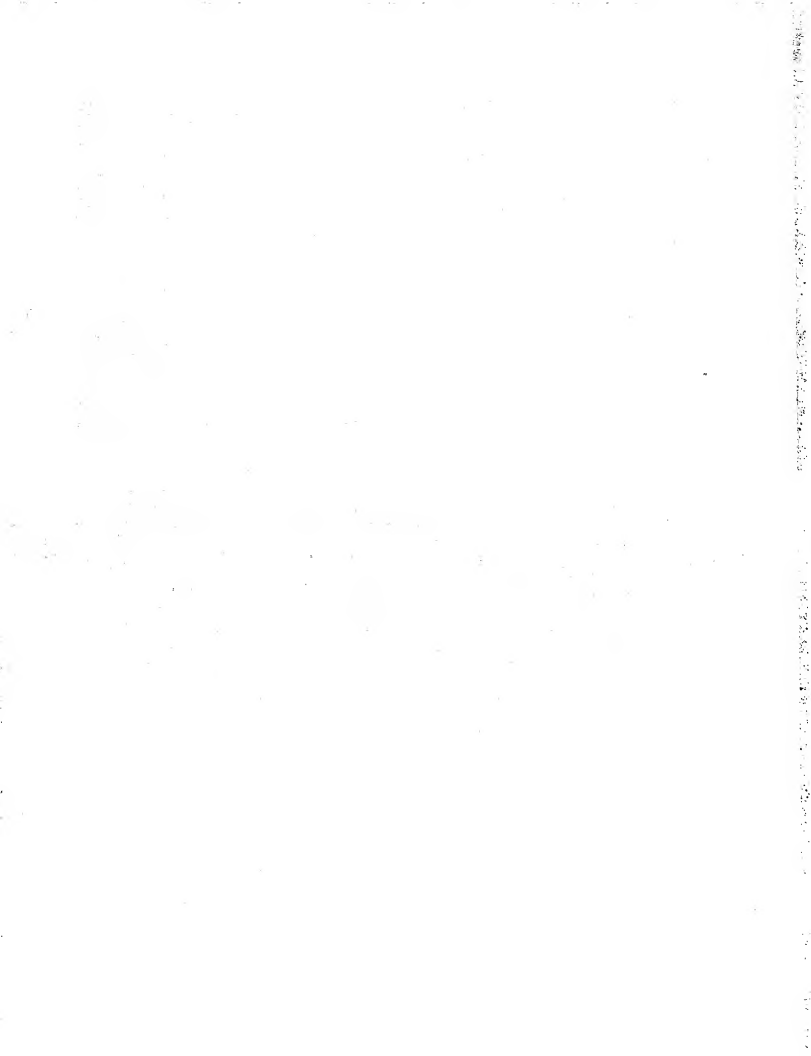


- 1: エンジン 2: クランクシャフト 8: 第1のモータ・ジェネレータ
 7: 逆駆動車機構 8: 動力伝達状態制御装置 8A: 逆駆動車式変速機構
 9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サングヤ 21, 29: リングギヤ
 23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 26: ギヤ
 27: 中空シャフト 49A: 前輪

ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a hybrid car capable of suppressing a change in driving power of a vehicle for changing a transmission state of power outputted from a predetermined driving power source.

SOLUTION: In the hybrid car wherein at least one part of a transmission line for transmitting power of a plurality of driving power sources 1, 9 to a wheel 49A is made common, and also a power transmission state control device for changing the power transmission state is provided between the two rotational members in the line where the power outputted from the specified driving power source in the plurality of driving power sources 1, 9 is transmitted to the wheel 49A, a power transmission state control device 8 is arranged in a line except the line for transmitting the power from the driving power source 1 except the specified driving power source 9 to the wheel 49A.

COPYRIGHT: (C)2002,JPO



(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード (参考)
B 6 0 K 17/04	Z H V	B 6 0 K 17/04	Z H V G 3 D 0 3 9 L 5 H 1 1 5
6/02	Z H V	B 6 0 L 11/14	Z H V
B 6 0 L 11/14	Z H V	B 6 0 K 9/00	Z H V D

審査請求 未請求 請求項の数7 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2001-28840(P2001-28840)

(22) 出願日 平成13年2月5日 (2001.2.5)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 足立 昌俊

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 小嶋 昌洋

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100083998

弁理士 渡辺 丈夫

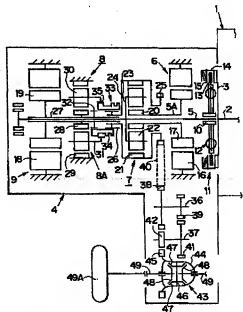
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車

(57) 【要約】

【課題】 所定の駆動力源から出力された動力の伝達状態を変更する場合に、車両の駆動力変化を抑制することのできるハイブリッド車を提供する。

【解決手段】 複数の駆動力源1、9の動力を車輪49Aに伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、複数の駆動力源1、9のうちの所定の駆動力源から出力された動力を車輪49Aに伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、動力伝達状態制御装置8が、所定の駆動力源9以外の駆動力源1の動力を車輪49Aに伝達する経路以外の経路に配置されている。



- 1: エンジン 2: クラックシャフト 8: 第1のモータ・ジェネレータ
 7: 遊星歯車機構 9: 動力伝達状態制御装置 BA: 遊星歯車式変速機構
 9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サンギヤ 21, 28: リングギヤ
 23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 26: ギヤ
 27: 中空シャフト 49A: 前輪

【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数の駆動力源の動力を車輪に伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、前記複数の駆動力源のうちの所定の駆動力源から出力された動力を前記車輪に伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、前記動力伝達状態制御装置が、前記所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を前記車輪に伝達する経路以外の経路に配置されていることを特徴とするハイブリッド車。

【請求項2】 前記複数の駆動力源の動力を合成して前記車輪に伝達する機能と、前記所定の駆動力源以外の動力を発電機に伝達する機能とを有する合成分配機構が設けられていることを特徴とする請求項1に記載のハイブリッド車。

【請求項3】 前記合成分配機構が3つの回転要素を有し、前記所定の駆動力源および所定の駆動力源以外の駆動力源ならびに発電機と、前記3つの回転要素とが、別々に動力伝達可能に連結されていることを特徴とする請求項2に記載のハイブリッド車。

【請求項4】 前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが非同心状に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項5】 前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが同心状に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項6】 前記動力伝達状態制御装置が、3つの回転要素同士を半径方向に配置した遊星歯車式変速機構を備えているとともに、この3つの回転要素の回転・停止を制御することにより、前記2つの回転部材の間における動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする請求項1ないし5のいずれかに記載のハイブリッド車。

【請求項7】 前記動力伝達状態制御装置が、変速比の異なる複数のギヤ列を有する遊星歯車式変速機構を備えているとともに、前記複数のギヤ列のいずれかを動力伝達可能に制御することにより、前記2つの回転部材の間における動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載のハイブリッド車。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、複数の駆動力源を有するハイブリッド車に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年、車両の駆動力源として、燃料の燃焼により動力を出力するエンジンと、電力の供給により動力を出力する電動機とを搭載したハイブリッド車が提

案されている。このハイブリッド車においては、各種の条件に基づいて、エンジンおよび電動機の駆動・停止を制御することにより、燃費の向上および騒音の低減ならびに排気ガスの低減を図ることができるものとされている。

【0003】このように、複数の駆動力源を搭載したハイブリッド車の一例が、特開2000-2327号公報に記載されている。この公報に記載されたハイブリッド車は、エンジンおよび電動機ならびに発電機を有し、これらがそれぞれ動力伝達経路に連結されている。動力伝達経路には、遊星歯車機構からなる合成分配機構が設けられており、エンジンと遊星歯車機構のギヤ列とが連結され、発電機と遊星歯車機構のサンギヤとが連結され、電動機と遊星歯車機構のリングギヤとが連結されている。リングギヤにはドライブスプロケットが形成されている。

【0004】一方、前記合成分配機構に隣接して変速機が設けられている。この変速機は、入力軸および出力軸を備えているとともに、入力軸にはドリブンスプロケットが設けられている。また、入力軸には、低速段ドライブギヤおよび高速段ドライブギヤが、入力軸と相対回転可能に取り付けられている。さらに、入力軸と低速段ドライブギヤまたは高速段ドライブギヤとを選択的に連結する同期連結機構が設けられている。そして、ドリブンスプロケットとドライブスプロケットにはチェーンが巻き掛けられている。前記出力軸には、低速段ドリブンギヤおよび高速段ドリブンギヤが形成されており、低速段ドライブギヤと低速段ドリブンギヤとが噛合され、高速段ドライブギヤと高速段ドリブンギヤとが噛合されている。なお、変速機の出力軸のトルクがデファレンシャルに伝達されるように構成されている。

【0005】そして、上記公報に記載されたハイブリッド車においては、エンジンから出力された動力と電動機から出力された動力とを、合成分配機構で合成するとともに、入力された動力をリングギヤおよびチェーンを介して入力軸に伝達することができる。一方、同期連結機構を制御することにより、入力軸と出力軸との間の変速比が切り換えられる。すなわち、同期連結機構の動作により、低速段ドライブギヤと入力軸とが連結された状態、または高速段ドライブギヤと入力軸とが連結された状態に変更することにより、その変速比をロー・ハイの二段に切り換えることができる。すなわち、同期連結機構を制御することにより、電動機から車輪に至る動力伝達経路に設けられている入力軸と出力軸との間の動力伝達状態、すなわち、変速比が2段階に切り換えられる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記公報に記載されたハイブリッド車においては、エンジンおよび電動機の動力が、いずれも変速機を経由してデファレンシャルに伝達されるように構成されている。したがっ

て、同期連結機構を制御して、変速機の変速比を切り換える際には、車輪に対してトルクが伝達されない状態が過渡的に生じる。その結果、駆動力の抜けが生じて運転者に違和感を与えるという問題があった。

【0007】この発明は上記の事情を背景としてなされたものであり、所定の駆動力源から車輪に至る動力の伝達経路に設けられている2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する場合に、車両の駆動力の低下を抑制することのできるハイブリッド車を提供することを目的としている。

【0008】

【課題を解決するための手段およびその作用】上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、複数の駆動力源の動力を車輪に伝達する経路の少なくとも一部が共通化されているとともに、前記複数の駆動力源のうちの所定の駆動力源から出力された動力を前記車輪に伝達する経路に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する動力伝達状態制御装置が設けられているハイブリッド車において、前記動力伝達状態制御装置が、前記所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を前記車輪に伝達する経路以外の経路に配置されていることを特徴とするものである。

【0009】請求項1の発明において、「2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する」とは、例えば、「一方の回転部材の回転速度と、他方の回転部材の回転速度との比、すなわち変速比を変更すること」、または、「一方の回転部材と他方の回転部材との間における動力の伝達経路を変更すること」の少なくとも一方が挙げられる。つまり、動力伝達状態制御装置は、例えば、「2つの回転部材同士の変速比」、または「2つの回転部材の間の動力の伝達経路」の少なくとも一方を変更できるように構成されている。

【0010】請求項1の発明によれば、所定の駆動力源の動力を車輪に伝達するにあたり、2つの回転部材の間の動力の伝達状態を変更する場合でも、所定の駆動力源以外の駆動力源の動力が車輪に伝達され、車輪に伝達されるトルクの低下が抑制される。

【0011】請求項2の発明は、請求項1の構成に加えて、前記複数の駆動力源の動力を合して前記車輪に伝達する機能と、前記所定の駆動力源以外の動力を発電機に伝達する機能とを有する合成分配機構が設けられていることを特徴とするものである。請求項2の発明においても、請求項1の発明と同様の作用が生じる。

【0012】請求項3の発明は、請求項2の構成に加えて、前記合成分配機構が3つの回転要素を有し、前記所定の駆動力源および所定の駆動力源以外の駆動力源ならびに発電機と、前記3つの回転要素とが、別々に動力伝達可能に連結されていることを特徴とするものである。請求項3の発明においても、請求項2の発明と同様の作用が生じる。

【0013】請求項4の発明は、請求項1ないし3のいずれかの構成に加えて、前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが非同心状に配置されていることを特徴とするものである。

【0014】請求項4の発明によれば、請求項1ないし3の発明と同様の作用が生じる他に、各出力軸の軸線方向において、所定の駆動力源とその他の機構の少なくとも一部同士に配置位置を重ならせることができる。

【0015】請求項5の発明は、請求項1ないし3のいずれかの構成に加えて、前記所定の駆動力源の出力軸と、所定の駆動力源以外の駆動力源の出力軸とが同心状に配置されていることを特徴とするものである。

【0016】請求項5の発明によれば、請求項1ないし3のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、各出力軸の半径方向において、複数の駆動力源の配置スペースが狭められる。

【0017】請求項6の発明は、請求項1ないし5のいずれかの構成に加えて、前記動力伝達状態制御装置が、3つの回転要素同士を半径方向に配置した遊星歯車式変速機構を備えているとともに、この3つの回転要素の回転・停止を制御することにより、前記2つの回転部材の間の動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする。

【0018】請求項6の発明によれば、請求項1ないし5のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、3つの回転要素同士が半径方向に配置されているため、各出力軸の軸線方向における動力伝達状態制御装置の配置スペースが狭められる。

【0019】請求項7の発明は、請求項1ないし4の構成に加えて、前記動力伝達状態制御装置が、変速比の異なる複数のギヤ列を有する選択歯車式変速機構を備えているとともに、前記複数のギヤ列のいずれかを動力伝達可能に制御することにより、前記2つの回転部材の間の動力伝達状態が変更されるものであることを特徴とする。

【0020】請求項7の発明によれば、請求項1ないし4のいずれかの発明と同様の作用が生じる他に、ギヤ列の数を増やすことにより、所定の駆動力源から車輪に至る経路の変速比を調整する自由度が増す。

【0021】

【発明の実施の形態】つきに、この発明を図面を参照しながら具体的に説明する。図1は、この発明の一実施例であるDF（フロントエンジンフロントドライブ；エンジン前置き前輪駆動）形式のハイブリッド車の概略的なスケルトン図である。この図1は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項5、請求項6に対応する実施例である。図1において、1はエンジンであり、このエンジン1としては内燃機関、具体的にはガソリンエンジンまたはディーゼルエンジンまたはLPGエンジンなどを用いることができる。この実施例においては、便宜上、エ

ンジン1としてガソリンエンジンを用いた場合について説明する。エンジン1は、燃料の燃焼によりクランクシャフト2から動力を出力する装置であって、吸気装置、排気装置、燃料噴射装置、点火装置、冷却装置などを備えた4気筒のものである。クランクシャフト2は車両の幅方向に、かつ、水平に配置され、クランクシャフト2の後端部にはフライホイール3が形成されている。

【0022】このエンジン1に隣接して中空のケーシング4が設けられており、ケーシング4の内部には、インプットシャフト5、第1のモータ・ジェネレータ6、遊星歯車機構7、動力伝達状態制御装置8、第2のモータ・ジェネレータ9が設けられている。インプットシャフト5はクランクシャフト2と同心状に、かつ、回転可能に保持されており、インプットシャフト5におけるクランクシャフト2側の端部には、クラッチハブ10がスプライン嵌合されている。

【0023】そして、クランクシャフト2とインプットシャフト5との動力伝達状態を制御するクラッチ11が設けられている。このクラッチ11は、クラッチハブ10の外周側にダンパ機構12を介して取り付けられたクラッチディスク13と、フライホイール3の外周側に連続された円筒状のクラッチカバー14と、クラッチカバー14内に配置され、かつ、インプットシャフト5の軸線方向に動作可能な環状のプレッシャープレート15とを有し、フライホイール3とプレッシャープレート15との間にクラッチディスク13が配置されている。そして、後述するアクチュエータによりプレッシャープレート15の動作を制御することにより、クラッチ11が係合・解放されて、クランクシャフト2とインプットシャフト5との間における動力伝達状態が制御される。

【0024】前記第1のモータ・ジェネレータ6は、インプットシャフト5の外側において、エンジン1に近い方の位置に配置され、第2のモータ・ジェネレータ9は、インプットシャフト5の外側において、第1のモータ・ジェネレータ6よりもエンジン1から遠い位置に配置されている。第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9は、電力の供給により駆動する電動機としての機能（力行機能）と、機械エネルギーを電気エネルギーに変換する発電機としての機能（回生機能）とを兼ね備えている。第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9としては、例えば、交流同期型のモータ・ジェネレータを用いることができる。この第1のモータ・ジェネレータ6は、ケーシング4側に固定されたステータ16と、回転可能に配置されたロータ17とを有している。このロータ17はインプットシャフト5の外側に配置されている。また、第2のモータ・ジェネレータ9は、ケーシング4側に固定されたステータ18と、回転可能に配置されたロータ19とを有している。このロータ19はインプットシャフト5の外側に配置されている。上記のように、エンジン

1および第1のモータ・ジェネレータ6ならびに第2のモータ・ジェネレータ9が、いずれも同心状に、かつ、軸線方向に配置されている。

【0025】また、前記遊星歯車機構7は、第1のモータ・ジェネレータ6と第2のモータ・ジェネレータ9との間に設けられており、この遊星歯車機構7は、いわゆるシングルピニオン形式の構造を備えており、この遊星歯車機構7は、サンギヤ20と、サンギヤ20と同心状に配置され、かつ、コネクティングドラム24に取り付けられたリングギヤ21と、サンギヤ20およびリングギヤ21に噛合するピニオンギヤ22を保持したキャリア23とを有している。そして、サンギヤ20と第1のモータ・ジェネレータ6のロータ17とが中空シャフト5Aを介して連結され、キャリア23とインプットシャフト5とが連結されている。中空シャフト5Aはインプットシャフト5の外側に配置されており、インプットシャフト6と中空シャフト5Aとが相対回転可能に構成されている。なお、コネクティングドラム24において、第1のモータ・ジェネレータ6側の端部にはドライブスプロケット25が形成されている。さらに、コネクティングドラム24において、第2のモータ・ジェネレータ9側の端部にはギヤ26が形成されている。

【0026】前記インプットシャフト5の外周側には中空シャフト27が取り付けられており、インプットシャフト5と中空シャフト27とが相対回転可能に構成されている。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のロータ19が中空シャフト27に連結されている。前記動力伝達状態制御装置8は、遊星歯車機構7と第2のモータ・ジェネレータ9との間に配置されており、この動力伝達状態制御装置8は、いわゆるシングルピニオン形式の遊星歯車式変速機構8Aと切り換え機構33とを有している。この遊星歯車式変速機構8Aは、サンギヤ28と、サンギヤ28と同心状に配置され、かつ、ケーシング4側に固定されたリングギヤ29と、サンギヤ28およびリングギヤ29に噛合するピニオンギヤ30を保持したキャリア31とを有している。なお、キャリア31における遊星歯車機構7側の端部には、インナーギヤ35が形成されている。そして、サンギヤ28は中空シャフト27に連結されている。中空シャフト27における遊星歯車機構7と動力伝達状態制御装置8との間には、ギヤ32が形成されている。

【0027】さらに、前記切り換え機構33は、遊星歯車機構7と遊星歯車式変速機構8Aとの間に設けられている。この切り換え機構33は、公知の同期噛み合い機構などにより構成されており、インプットシャフト5の軸線方向に動作可能なハブスリーブ34を有している。このハブスリーブ34は、後述するアクチュエータによりその動作が制御されるものであり、ハブスリーブ34の内歯（図示せず）とギヤ26とが常時係合されている。そして、ハブスリーブ34の動作により、ハブスリ

ープ34とギヤ32またはインナーギヤ35とが選択的に係合される。

【0028】前記ケーシング4の内部には、インプットシャフト5と平行的なカウンタードライブシャフト36およびカウンタードリブンシャフト37が設けられている。カウンタードライブシャフト36には、ドリブンスプロケット38およびカウンタードライブギヤ39が形成されている。そして、前記ドライブスプロケット25およびドリブンスプロケット38にはチェーン40が巻き掛けられている。カウンタードリブンシャフト37には、カウンタードリブンギヤ41およびファイナルドライブビニオンギヤ42が形成されている。そして、カウンタードリブンギヤ41とカウンタードライブギヤ39とが噛合されている。

【0029】さらに、ケーシング4の内部にはデファレンシャル43が設けられており、デファレンシャル43は、デフケース44の外周側に形成されたファイナルリングギヤ45と、デフケース44に対してビニオンシャフト46を介して取り付けられた連結された複数のビニオンギヤ47と、複数のビニオンギヤ47に噛合されたサイドギヤ48と、サイドギヤ48に連結されたフロントドライブシャフト49とを有している。フロントドライブシャフト49には前輪49Aが連結されている。上記の構成により、前輪49Aとリングギヤ21とが、デファレンシャル43、カウンタードリブンシャフト37、カウンタードライブシャフト36、チェーン40、ドライブスプロケット25などを介して動力伝達可能に連結されている。

【0030】図2は、ハイブリッド車の制御システムを示すブロック図である。まず、車両全体を制御するハイブリッド用電子制御装置50が設けられており、このハイブリッド用電子制御装置50は、演算処理装置（CPUまたはMPU）および記憶装置（RAMおよびROM）ならびに入出力インターフェースを主体とするマイクロコンピュータにより構成されている。以下、各種の電子制御装置が設けられているが、その構成はほぼ同じである。このハイブリッド用電子制御装置50に対して、イグニッションスイッチ51の信号、エンジン回転数センサ52の信号、ブレーキスイッチ53の信号、車速センサ54の信号、アクセル開度センサ55の信号、シフトポジションセンサ56の信号などが入力されている。

【0031】ハイブリッド用電子制御装置50には、エンジン用電子制御装置57が相互に信号通信可能に接続されている。このエンジン用電子制御装置57から、エンジン1の吸気装置に設けられた電子スロットルバルブ58を制御する信号、燃料噴射装置59を制御する信号、点火装置60を制御する信号などが出力される。

【0032】また、ハイブリッド用電子制御装置50には、モータ・ジェネレータ用電子制御装置61が相互に信号通信可能に接続されている。モータ・ジェネレータ

用電子制御装置61にはインバータ62が接続されており、インバータ62には蓄電装置63が接続されている。蓄電装置63としては、例えば、バッテリーまたはキャパシタなどを用いることができる。

【0033】そして、インバータ62には、第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9が接続されている。そして、蓄電装置63の電力により第1のモータ・ジェネレータ6および第2のモータ・ジェネレータ9を駆動することができる。さらに、第1のモータ・ジェネレータ6または第2のモータ・ジェネレータ9を発電機として機能させた場合に、その電力をインバータ62を経由して蓄電装置63に充電することができる。

【0034】さらに、ハイブリッド用電子制御装置50には蓄電装置用電子制御装置64が信号通信可能に接続され、蓄電装置63の充電状態を示す信号が、蓄電装置用電子制御装置64に入力される。さらにまた、ハイブリッド用電子制御装置50の制御信号がアクチュエータ65に入力され、アクチュエータ65によりクラッチ11が制御される。またハイブリッド用電子制御装置50の制御信号が他のアクチュエータ66に入力され、アクチュエータ66により切り換え機構33が制御される。アクチュエータ66としては、例えば、油圧により切り換え機構33を動作させるシステム、電磁力により切り換え機構33を動作させるシステム、空気圧により切り換え機構33を動作させるシステムを用いることができる。

【0035】ここで、図1に示す実施例の構成と、この発明の構成との対応関係について説明すれば、第2のモータ・ジェネレータ9がこの発明の所定の駆動力源に相当し、エンジン1が所定の駆動力源以外の駆動力源に相当し、動力伝達状態制御装置8がこの発明の動力伝達状態制御装置に相当し、遊星歯車機構7がこの発明の合成分配機構に相当し、サンギヤ20およびリングギヤ21ならびにキャリア23が、この発明の合成分配機構の3つの回転要素に相当し、サンギヤ28およびリングギヤ29ならびにキャリア31が、この発明の遊星歯車式変速機構の3つの回転要素に相当し、第1のモータ・ジェネレータ6がこの発明の発電機に相当し、クランクシャフト20および中空シャフト27がこの発明の駆動力源の出力軸に相当し、中空シャフト27およびギヤ26がこの発明の2つの回転部材に相当し、前輪49Aがこの発明の車輪に相当する。

【0036】図1および図2の実施例においては、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪に伝達するべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方の動力（言い換え

ればトルク)を前輪49Aに伝達することができる。

【0037】まず、エンジン1から出力されるトルクを前輪49Aに伝達する場合は、クラッチ11が係合される。すると、クランクシャフト2のトルクがインプットシャフト5を介してギヤリヤ23に伝達される。ギヤリヤ23に伝達されたトルクは、コネクティングドラム24、ドライブスプロケット25、チェーン40、カウンタドライブシャフト36、カウンタドリブシャフト37、デファレンシャル43を介してを介して前輪49Aに伝達され、駆動力が発生する。また、エンジン1のトルクをギヤリヤ23に伝達する際に、第1のモータ・ジェネレータ6を発電機として機能させ、発生した電力を蓄電装置63に充電できる。

【0038】さらに、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達する場合は、車速およびアクセル開度ならびに要求トルクなどに基づいて、動力伝達状態制御装置8が制御される。まず、車両の発達などのように、要求トルクが比較的大きい場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図1の上側に示す位置に制御され、インナーギヤ35とギヤ26とがハブスリーブ34により連結される。インナーギヤ35とギヤ26とがハブスリーブ34により連結された状態を、ロー状態と呼ぶ。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってギヤリヤ31が回転し、そのトルクがハブスリーブ34、ギヤ26を介してコネクティングドラム21に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム21に伝達される。

【0039】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、前記動力伝達状態制御装置34がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、同期噛み合い機構33のハブスリーブ34が、図1の下側に示す位置に制御され、ギヤ32とギヤ26とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ32とギヤ26とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、ギヤ32、ハブスリーブ34、ギヤ26を介してコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でコネクティングドラム24に伝達される。

【0040】さらにまた、エンジン1のトルクと第2のモータ・ジェネレータ9のトルクとを、遊星歯車機構7により合成して前輪49Aに伝達することができる。また、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモ

ータ・ジェネレータ9から遊星歯車機構7に入力されるトルクを増減することができる。なお、車両の減速時、言い換えれば、惰力走行時において、前輪49Aからデファレンシャル43、カウンタドリブシャフト37、カウンタドライブギヤ36、遊星歯車機構7に入力される動力(運動エネルギー)を、第2のモータ・ジェネレータ9に伝達するとともに、第2のモータ・ジェネレータ9を発電機として機能させ、発生する電力を蓄電装置63に充電する制御、いわゆる回生制動制御をおこなうこともできる。

【0041】そして、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。言い換えれば、エンジン1の動力を、動力伝達状態制御装置8を経由させることなく、前輪49Aに伝達することができる。このため、動力伝達状態制御装置8をロー状態とハイ状態とに切り換えることにより、中空シャフト46とギヤ26との間の変速比および動力の伝達経路を変更する場合に、その変更途中で、第2のモータ・ジェネレータ9の動力が前輪49Aに伝達されない状態が過渡的に生じたとしても、エンジントルクを前輪49Aに伝達することができる。したがって、車両の駆動力の低下を抑制することができ、運転者が違和感を持つことを回避できるとともに、車両の走行性能の低下を抑制することができる。

【0042】なお、動力伝達状態制御装置8をロー状態とハイ状態とで相互に切り換え制御する場合に、前輪49Aに伝達されるトルクの不足を補うように、エンジン出力を増加する制御をおこなうこともできる。例えば、吸入空気量、燃料噴射量、点火時期のうち、少なくとも一つを制御することにより、エンジン出力を増加することができる。

【0043】また、図1の実施例においては、要求トルクに応じて動力伝達状態制御装置8の変速比を2段階に制御することができるため、車速が上昇した場合でも、第2のモータ・ジェネレータ9を高速回転化する必要がない。したがって、動力伝達状態制御装置8の減速比に対応して、第2のモータ・ジェネレータ9の定格などの特性を高めるような設計が不要となり、第2のモータ・ジェネレータ9の製造コストの上昇を抑制し、かつ、第2のモータ・ジェネレータ9の質量が増加することを抑制できる。

【0044】また、図1の実施例においては、車速が上昇した場合でも、第2のモータ・ジェネレータ9を高速回転化することを抑制できる。したがって、第2のモータ・ジェネレータ9の回転要素のフリクションを低減することができる。かつ、回転要素に必要な強度の上昇を図る必要もなく、さらには、回転要素を保持する軸受などの潤滑および冷却性能を高める必要もない。なお、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エン

ジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に設けられており、要求トルクの増加に対応するために、第2のモータ・ジェネレータ9の体格をそのままにして、デファレンシャル43の減速比を調整する構成を採用していない。したがって、デファレンシャル43の減速比を調整する構成を採用する場合のように、第2のモータ・ジェネレータ9が高回転化することを未然に回避できる。

【0045】また、図1の実施例においては、切り換え機構33のハブスリーブ34の動作を、軸線方向の2つの停止位置に制御することにより、変速がおこなわれるように構成されているため、図2に示すアクチュエータ66として、油圧により切り換え機構33を動作させるシステムではなく、ハブスリーブ34の2つの停止位置を確実に設定するシステム、例えば、電磁力を用いたシステム、または空気圧を用いたシステムを用いることもできる。このように構成すれば、油圧システムを用いた場合のような引き摺りが発生することもなく、車両停止中に駆動力源に代わり、オイルポンプを駆動するための電動機等を設ける必要もない。

【0046】さらに、図1の実施例においては、クランクシャフト2と中空シャフト27とが同心状に配置されているため、クランクシャフト2および中空シャフト27の半径方向において、エンジン1および第2のモータ・ジェネレータ9の配置スペースが抑制され、車載性が向上する。さらにまた、図1の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、サンギヤ28およびリングギヤ29ならびにキャリア31を相互に半径方向に配置した遊星歯車式変速機構8Aを備えているため、中空シャフト27の軸線方向における動力伝達状態制御装置8の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0047】図3は、他の実施例を示すスケルトン図であり、この図3は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項5、請求項6に対応する実施例である。この図3の実施例と図1の実施例とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。図3の実施例においては、動力伝達状態制御装置8側のキャリア31と、遊星歯車機構7側のコネクティングドラム24とが連結されている。また、動力伝達状態制御装置8は、キャリア31と中空シャフト27とを選択的に係合・解放するクラッチ67を有している。さらに、遊星歯車式変速機構8Aのリングギヤ29はインプットシャフト5の外側に回転・停止自在に配置され、リングギヤ29の回転・停止を制御するブレーキ68が設けられている。

【0048】なお、図3の実施例において、図1の実施例と同様の構成については、図1の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。さらに、図3の実施例に対しても、図2の制御システムを適用することができる。ここで、図3の実施例の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、中空シャフト27およびコネクティ

ングドラム24がこの発明の2つの回転部材に相当する。図3のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、図1の構成と、この発明の構成との対応関係と同様である。

【0049】つぎに、図3の実施例の作用を説明する。図3の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪に伝達すべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御される。エンジン1から出力されるトルクを前輪49Aに伝達する場合のクラッチ11の制御および動力の伝達経路は、図1の実施例と同様である。

【0050】さらに、図3の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを合成分割機構7を経由させて前輪49Aに伝達することができる。第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させる場合は、車速およびアクセル開度ならびに要求トルクなどに基づいて、動力伝達状態制御装置8が制御される。まず、要求トルクが比較的大きい場合は、ブレーキ68が係合され、かつ、クラッチ67が解放される。

【0051】すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31が回転し、そのトルクがコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム24に伝達される。このように、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、コネクティングドラム24に伝達される状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0052】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合はブレーキ68が解放され、かつ、クラッチ67が係合される。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、中空シャフト27、キャリア31を介してコネクティングドラム24に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でコネクティングドラム24に伝達される状態をハイ状態と呼ぶ。

【0053】上記のように、図3の実施例においても、エンジン1のトルクと第2のモータ・ジェネレータ9のトルクとを、遊星歯車機構7により合成して前輪49Aに伝達することができる。また、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモータ・ジェネレータ9から

遊星歯車機構7に入力されるトルクを増減することができる。

【0054】そして、図3の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、中空シャフト27とコネクティングドラム24との間の変速比および動力伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。このため、図3の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。なお、図3の実施例において、図1の実施例の構成と同じ構成部分については、図1の実施例と同様の作用効果を得られる。

【0055】図4は、他の実施例を示すスケルトン図であり、この図4は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項6に対応する実施例である。図4の実施例においては、インプットシャフト5の軸線方向において、クラッチ11と第1のモータ・ジェネレータ6との間に、遊星歯車機構7が配置されている。

【0056】また、エンジン1のクランクシャフト2と、第2のモータ・ジェネレータ9のシャフト69とが非同心状に配置されている。このため、第2のモータ・ジェネレータ9と第1のモータ・ジェネレータ6とを、その軸線方向における配置スペースの少なくとも一部を重ならせることができる。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のロータ19がシャフト69の外周に連結されており、シャフト69は車両の幅方向に、かつ水平に配置されている。

【0057】また、動力伝達状態制御装置8がシャフト69の周囲に配置されており、動力伝達状態制御装置8のサンギヤ28はシャフト69の外周に連結されている。さらにシャフト69にはギヤ70が形成されている。一方、シャフト69と同心状に別のシャフト71が配置されており、シャフト71にはギヤ72、73が形成されている。これら、ギヤ50、70、72およびハブスリーブ34などの構成により切り換え機構33が構成されている。そして、ハブスリーブ34をシャフト69、70の軸線方向に動作させることにより、ギヤ72とインナーギヤ35またはギヤ70とが、ハブスリーブ34により選択的に連結される。

【0058】さらにまた、図4の実施例においては、遊星歯車機構7の一部を構成するコネクティングドラム24に、カウンタドライブギヤ76が形成されている。また、前記インプットシャフト5と平行なカウンタドリブンシャフト77が設けられている。このカウンタドリブンシャフト77には、カウンタドリブンギヤ78およびファイナルドライブピニオンギヤ79ならびにギヤ74が形成されている。そして、カウンタドライブギヤ76とカウンタドリブンギヤ78とが噛合されているとともに、前記ギヤ73とギヤ74とが噛合されている。さらに、ファイナルドライブピニオンギヤ79とファイナル

リングギヤ45とが直接噛合されている。

【0059】なお、図4の実施例において、図1の実施例と同様の構成については、図1の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。さらに、図4の実施例に対しても、図2の制御系統を適用することができる。ここで、図4に示す構成とこの発明の構成との対応関係を説明すれば、シャフト69がこの発明の所定の駆動力源の出力軸に相当し、シャフト69およびシャフト71がこの発明の2つの回転部材に相当し、遊星歯車機構7、カウンタドライブギヤ76、カウンタドリブンギヤ78、カウンタドリブンシャフト77などにより、この発明の合成分配機構90が構成されている。なお、図4のその他の構成と、この発明の構成ととの対応関係は、図1の構成とこの発明の構成ととの対応関係と同様である。

【0060】つまり、図4の実施例の作用を説明する。図4の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達するべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。

【0061】まず、エンジン1から出力されたトルクが遊星歯車機構7のカウンタドライブギヤ76に伝達されると、このトルクは、カウンタドリブンギヤ78、ファイナルドライブピニオンギヤ79、デファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0062】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達することができる。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合について説明する。この場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図4の上側に示す位置に制御され、インナーギヤ35とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される。インナーギヤ35とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0063】動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリヤ31が回転し、そのトルクがハブスリーブ34、ギヤ72を介してシャフト71に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、その動力がシャフト71に伝達される。シャフト71のトルクは、ギヤ73およびギヤ74を経由してカウンタドリブンシャフト77に伝達され、カウンタドリブンシャフト77のトルクはデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0064】つきに、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクを車輪49Aに伝達するにあたり、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した場合について説明する。この場合は、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御され、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図4の下側に示す位置に制御され、ギヤ70とギヤ72とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ70とギヤ72とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がハイ状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ70、ハブスリーブ34、ギヤ72を介してシャフト71に伝達される。

【0065】このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、そのままの回転速度でシャフト71に伝達される。なお、シャフト71に伝達されたトルクは、前述と同様の経路を介して前輪49Aに伝達される。そして、動力伝達状態制御装置8を、ロー状態もしくはハイ状態の2段階で選択的に制御することにより、第2のモータ・ジェネレータ9からカウンタドリブンシャフト77に伝達されるトルクを増減することができる。

【0066】さらにまた、エンジン1から出力された動力、および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力を、遊星歯車機構7、より具体的には、カウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0067】そして、図4の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とシャフト79との間における変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図4の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。また、図4の実施例においては、第2のモータ・ジェネレータ9と、その他の機構、例えば、第1のモータ・ジェネレータ6または遊星歯車機構7の少なくとも一方とを、その軸線方向における配置スペースの少なくとも一部を重ならせることができる。その結果、軸線方向における各機構の配置スペースを狭めることができ、車載性が向上する。

【0068】なお、軸線方向において、第2のモータ・ジェネレータ9の配置スペースと、その他の機構の配置スペースとの全部を異なる状態に設定すれば、第1のモータ・ジェネレータ6およびその他の機構の半径方向の体格を、相互に接触することなく任意に設定できるという他の効果もある。さらに、図4の実施例において、図1の実施例と同様の構成部分については、図1の実施例

と同様の作用効果を得られる。

【0069】図5は、他の実施例を示すスケルトン図であり、図5は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項6に対応する実施例である。この図5の実施例と図4の実施例とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。すなわち、図5の実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、図3の実施例と同様の遊星歯車式変速機構8Aを有しており、遊星歯車式変速機構8Aのサンギヤ28がシャフト69に連結され、遊星歯車式変速機構8Aのキャリア31とシャフト69とのトルク伝達状態を制御するクラッチ67が設けられている。さらに、遊星歯車式変速機構8Aのキャリア31とシャフト71とが連結されている。なお、図5の実施例のその他の構成において、図1の実施例、図3の実施例、図4の実施例と同様の構成については、図1および図3ならびに図4の実施例と同じ符号を付してその説明を省略する。また、図5の実施例に対しても、図2の制御回路を適用することができる。ここで、図5の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係を説明する。図5において、図1、図3、図4の実施例と同様の構成部分は、図1、図3、図4の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係と同様である。

【0070】つきに、図5の実施例の動作を説明する。図5の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達すべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。

【0071】まず、エンジン1から出力されたトルクが遊星歯車機構7のカウンタドライブギヤ76に伝達されると、このトルクは、カウンタドリブンギヤ78、ファイナルドライブピニオンギヤ79、デファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達される。

【0072】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達することができる。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合は、ブレーキが6.8が係合され、かつ、クラッチ67が解放される。すると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、サンギヤ28を介してピニオンギヤ30に伝達されるとともに、リングギヤ29が反力要素となってキャリア31およびシャフト71が一体回転する。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、そのトルクがシャフト71に伝達される。このように、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が、動力伝達状態制御装置8により減速されて、そのトルクがシャフト71に伝達される

状態を、ロー状態と呼ぶ。

【0073】これに対して、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した際に、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、ブレーキ68が解放され、かつ、クラッチ67が係合されて、シャフト69とシャフト71とが直結状態となる。そして、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤリヤ31を介してシャフト71に伝達される。このようにして、第2のモータ・ジェネレータ9の回転速度が変化することなく、そのトルクがシャフト71に伝達される状態をハイ状態と呼ぶ。なお、動力伝達状態制御装置8がロー状態またはハイ状態のいずれかに制御された場合でも、シャフト71のトルクが前輪49Aに伝達される経路は、図4の実施例と同様である。

【0074】さらにまた、エンジン1から出力された動力および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力をカウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0075】そして、図5の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とシャフト71との間の変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図5の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。なお、図5において、図1および図3ならびに図4と同様の構成部分においては、図1および図3ならびに図4の実施例と同様の作用効果を得られる。

【0076】図6は、他の実施例を示すスケルトン図であり、図6は、請求項1、請求項2、請求項3、請求項4、請求項7に対応する実施例である。この図6の実施例の構成は、図4の実施例の構成とほぼ同様であり、図6と図4とを比較すると、動力伝達状態制御装置8の構成が異なる。以下、図6の実施例の動力伝達状態制御装置8の構成を説明する。

【0077】まず、シャフト69にはギヤ80が形成されており、シャフト69の外周におけるギヤ80の両側には、中空シャフト81、82が取り付けられている。中空シャフト81、82とシャフト69とは相対回転可能に構成されており、一方の中空シャフト81には、ハイ用ドライブギヤ83とギヤ84とが形成されている。また、他方の中空シャフト81には、ロー用ドライブギヤ85とギヤ86とが形成されている。また、切り換え機構33が設けられており、切り換え機構33はシャフト69の軸線方向に動作するハブスリーブ34を有している。このハブスリーブ34の動作により、ギヤ80とギヤ84またはギヤ86とが選択的に連結される。

【0078】一方、カウンタドリブンシャフト77には、図4の実施例と同様にカウンタドリブンギヤ78およびファイナルドライブピニオンギヤ79が形成されている他に、ハイ用ドリブンギヤ87およびロー用ドリブンギヤ88が形成されている。そして、ハイ用ドライブギヤ83とハイ用ドリブンギヤ87とが噛合され、ロー用ドライブギヤ85とロー用ドリブンギヤ88とが噛合されている。ここで、ハイ用ドライブギヤ83とハイ用ドリブンギヤ87との間の変速比よりも、ロー用ドライブギヤ85とロー用ドリブンギヤ88との間の変速比の方が大きく設定されている。なお、図6の実施例のその他の構成は、図1および図4の実施例と同様であるため、図6においても図1および図4と同様の符号を付してその説明を省略する。

【0079】ここで、図6の実施例の構成とこの発明の構成との対応関係を説明すれば、ハイ用ドライブギヤ83およびハイ用ドリブンギヤ87と、ロー用ドライブギヤ85およびロー用ドリブンギヤ88とが、この発明の複数のギヤ列に相当し、ギヤ80、ハイ用ドライブギヤ83、ハイ用ドリブンギヤ87、ロー用ドライブギヤ85、ロー用ドリブンギヤ88、切り換え機構33などにより、この発明の選択式変速機構91が構成され、シャフト69およびカウンタドリブンシャフト77がこの発明の2つの回転部材に相当する。なお、図6において、図1および図4と同様の構成部分と、この発明の構成との対応関係は、図1および図4の構成と、この発明の構成との対応関係と同様である。

【0080】つぎに、図6の実施例の作用を説明する。図6の実施例においても、車速およびアクセル開度などの条件に基づいて、前輪49Aに伝達するべき要求トルクが算出され、その算出結果に基づいて、エンジン1、クラッチ11、第1のモータ・ジェネレータ6、第2のモータ・ジェネレータ9、動力伝達状態制御装置8が制御され、エンジン1または第2のモータ・ジェネレータ9の少なくとも一方のトルクを、車輪49Aに伝達することができる。まず、エンジン1から出力されたトルクが前輪49Aに伝達される経路は、図4の実施例と同様である。

【0081】また、第2のモータ・ジェネレータ9を電動機として駆動させ、そのトルクを前輪49Aに伝達する場合の作用および動力の伝達経路を説明する。まず、車両の発進などのように、要求トルクが比較的大きい場合について説明する。この場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図6の下側に示す位置に制御され、ギヤ80とギヤ86とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ80とギヤ86とがハブスリーブ34により連結される状態を、ロー状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ80、86、中空シャフト82を介してロー用ドライブギヤ8

5に伝達される。そして、ロー用ドライブギヤ85のトルクが、ロー用ドリブンギヤ88およびカウンタドリブンシャフト77に伝達される際に、その回転速度が減速され、かつ、トルクが増幅される。

【0082】つぎに、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクを車輪49Aに伝達するにあたり、要求トルクが低下し、かつ、車速が上昇した場合について説明する。この場合は、動力伝達状態制御装置8がロー状態に制御されていると、第2のモータ・ジェネレータ9が高速回転することになる。そこで、このような場合は、切り換え機構33のハブスリーブ34が、図6の上側に示す位置に制御され、ギヤ80とギヤ84とがハブスリーブ34により連結される。ギヤ80とギヤ84とがハブスリーブ34により連結された状態を、ハイ状態と呼ぶ。動力伝達状態制御装置8がハイ状態に制御されると、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクは、シャフト69、ギヤ80、84、中空シャフト82を介してハイ用ドライブギヤ83に伝達される。そして、ハイ用ドライブギヤ83のトルクが、ハイ用ドリブンギヤ87およびカウンタドリブンシャフト77に伝達される際に、その回転速度が増速され、かつ、トルクが減少する。

【0083】なお、動力伝達状態制御装置8をロー状態またはハイ状態のいずれに制御した場合においても、第2のモータ・ジェネレータ9のトルクが、カウンタドリブンシャフト77を経由して前輪49Aに伝達される場合における動力伝達経路は、図4の実施例と同様である。

【0084】さらにまた、エンジン1から出力された動力、および第2のモータ・ジェネレータ9から出力された動力を、遊星歯車機構7、より具体的には、カウンタドリブンシャフト77で合成するとともに、合成された動力をデファレンシャル43を経由して前輪49Aに伝達することもできる。

【0085】そして、図6の実施例においても、第2のモータ・ジェネレータ9の動力を前輪49Aに伝達するにあたり、シャフト69とカウンタドリブンシャフト77との間の変速比および動力の伝達経路を変更する動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されている。したがって、図5の実施例においても、図1の実施例と同様の効果を得られる。また、図6の実施例においては、動力伝達状態制御装置8として選択歯車式変速機構91を用いているため、そのギヤ列の数を増やすことにより、動力伝達状態制御装置8の変速比の変更自由度が増す。なお、図6の実施例のその他の作用効果は、図1および図4の実施例の作用効果と同じである。

【0086】このように、各実施例において、動力伝達状態制御装置8は、所定の動作部材(具体的にはクラッチ67やブレーキ68などの摩擦係合装置、またはハブスリーブ34など)が動作することにより、2つの回転

部材同士の間で、異なる変速比同士、および異なる動力伝達経路同士の切り換えおよび設定をおこなうように構成されている。このため、上記動作部材の動作中において、2つの回転部材同士の間で動力が伝達されない状態もしくは動力伝達効率が低下する状態が過渡的に生じて、車両の駆動力が低下する可能性があるが、各実施例においては、動力伝達状態制御装置8が、エンジン1から前輪49Aに至る動力伝達経路以外の経路に配置されているため、車両の駆動力の低下を抑制できるのである。

【0087】また、上記の各実施例においては、動力伝達状態制御装置8として、遊星歯車式変速機構または選択歯車式変速機構を用いており、その変速比が不連続的に2段階に切り換えられるように構成されているが、選択歯車式変速機構を用いた場合には、そのギヤ列の数を増加することにより、3段階以上に変速比を切り換えることもできる。さらに、動力伝達状態制御装置8として、2つの回転部材同士の間の変速比を無段階(連続的)に変更することのできる無段階変速機を用いることもできる。この無段階変速機としては、公知のベルト式無段階変速機および公知のトロイダル型無段階変速機が挙げられる。

【0088】さらにまた、各実施例においては、エンジン1の出力軸および第2のモータ・ジェネレータ9の出力軸とが、車両の幅方向に配置されている車両について説明したが、エンジン1の出力軸および第2のモータ・ジェネレータ9の出力軸とが、車両の前後方向に配置されている車両に対しても、この発明を適用することができる。すなわち、F・R車(フロントエンジン・リアドライブ車; エンジン前置後輪駆動車)または四輪駆動車に対しても、この発明を適用することができる。さらにまた、R・R車(リアエンジン・リアドライブ車; エンジンが後部搭載方式で後輪駆動車)に対しても、この発明を適用することもできる。このように、この発明をF・R車、R・R車、四輪駆動車などに用いた場合は、後輪もこの発明の車輪に含まれる。

【0089】また、この発明は、3つ以上の駆動力源を有するハイブリッド車に対して適用することもできる。また、ハイブリッド車に搭載する駆動力源としては、動力の発生形態の異なる複数種類の駆動力源、または動力の発生形態が同じ複数の駆動力源が挙げられる。また、この発明において、複数の駆動力源としては、エンジンとモータ・ジェネレータとの組合せの他に、エンジンとフライホイールシステムとの組合せ、電動機とフライホイールシステムとの組合せ、ガスタービンとフライホイールシステムとの組合せ、エンジンと燃料電池システムとの組合せなどを採用することもできる。

【0090】

【発明の効果】以上説明したように請求項1の発明によれば、所定の駆動力源から出力された動力を動力伝達状

態制御装置を介して車輪に伝達する場合に、2つの回転部材の間の動力伝達状態を変更する場合でも、所定の駆動力源以外の駆動力源の動力を車輪に伝達することができる。したがって、車両の駆動力の低下および車両の走行性能の低下を抑制することができるとともに、運転者が違和感を持つことを回避できる。また、請求項2の発明においても、請求項1の発明と同様の効果を得られる。さらに、請求項3の発明においても、請求項2の発明と同様の効果を得られる。

【0091】請求項4の発明によれば、請求項1ないし3の発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の軸線方向において、所定の駆動力源と他の機構との少なくとも一部同士の設定位置を重ならせることができる。したがって、各出力軸の軸線方向における各機構の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0092】請求項5の発明によれば、請求項1ないし3のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の半径方向において、複数の駆動力源の配置スペースが狭められ、車載性が向上する。

【0093】請求項6の発明によれば、請求項1ないし5のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、各出力軸の軸線方向における動力伝達状態制御装置の配置スペースが狭められ、車載性が一層向上する。

【0094】請求項7の発明によれば、請求項1ないし4のいずれかの発明と同様の効果を得られる他に、ギヤ列の数を増やすことにより、所定の駆動力源から車輪に至る経路の変速比を調整する自由度が増し、車両の駆動

力を制御するための選択肢が増加して走行性能が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図2】 この発明のハイブリッド車に適用される制御回路の一例を示すブロック図である。

【図3】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図4】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

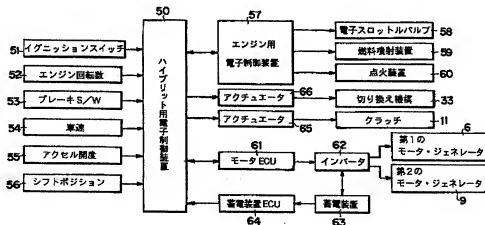
【図5】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

【図6】 この発明のハイブリッド車の一例を示すスケルトン図である。

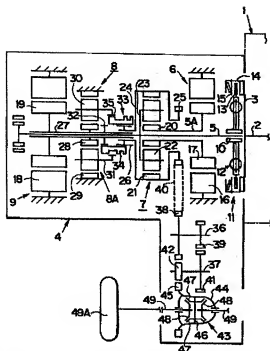
【符号の説明】

1…エンジン、 2…クラクシャフト、 6…第1のモータ・ジェネレータ、 7…遊星歯車機構、 8…動力伝達状態制御装置、 8A…遊星歯車式変速機構、 9…第2のモータ・ジェネレータ、 20、28…サンギヤ、 21、29…リングギヤ、 23、31…キャリヤ、 24…コネクティングドラム、 26…ギヤ、 27…中空シャフト、 49A…前輪、 69…シャフト、 71…シャフト、 77…カウンタドリブンシャフト、 83…ハイ用ドライブギヤ、 85…ロー用ドライブギヤ、 87…ハイ用ドリブンギヤ、 88…ロー用ドリブンギヤ、 90…合成分配機構。

【図2】

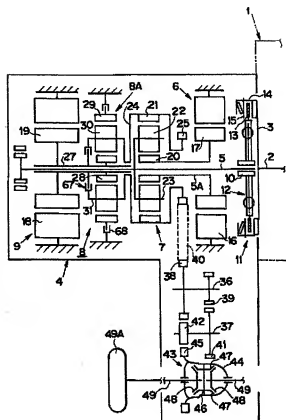


【図1】

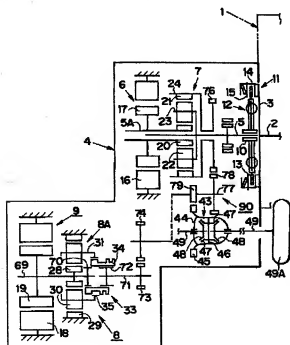


- 1: エンジン 2: クランクシャフト 5: 第1のモータ・ジェネレータ
 7: 遊星歯車機構 8: 動力伝達制御装置 8A: 遊星歯車式変速機構
 9: 第2のモータ・ジェネレータ 20, 28: サンギヤ 21, 29: リングギヤ
 23, 31: キャリヤ 24: コネクティングドラム 26: ギヤ
 27: 中空シャフト 49A: 前輪

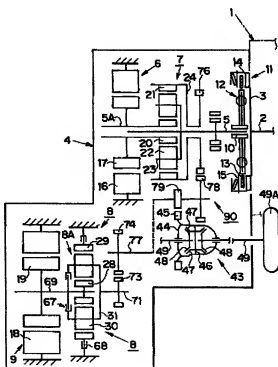
【図3】



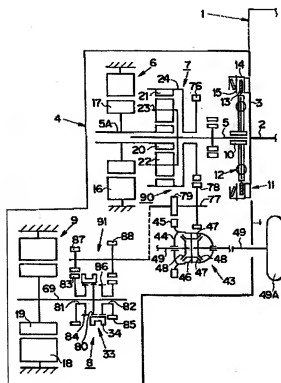
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 畑 祐志

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

Fターム(参考) 3D039 AA01 AA02 AA03 AA04 AA05

AA07 AB27 AC03 AC21 AC24

AC37 AC39 AC74 AC78 AC79

AD03 AD23 AD53

5H115 PA01 PA12 PC06 PG04 PI11

PI16 PI29 PI30 P002 P006

PU17 PU10 PU22 PU24 PU25

PV09 QE10 QE12 Q104 QN03

RB08 RE05 RE06 SE04 SE05

SE08 TB01 TE02 TO21 TO23

TO30 UI32 UI36